

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie mécanique

DÉVELOPPEMENT D'UNE TURBINE À PALES EN CÉRAMIQUE SUR PLANS DE GLISSEMENT EN CONFIGURATION RENVERSÉE

Mémoire de maîtrise
Spécialité : génie mécanique

Dominik Thibault

Jury: Mathieu Picard (directeur)
Jean-Sébastien Plante
François Charron

“I have been impressed with the urgency of doing. Knowing is not enough; we must apply.”

– Leonardo da Vinci

RÉSUMÉ

Pour atteindre 40 % d'efficacité thermique, les turbines de moins de 1 MW doivent opérer sous un cycle de Brayton à gaz récupérés avec des températures d'entrée de turbine supérieur à 1300 °C. Présentement, la température d'entrée de turbine des turbines de moins de 1 MW est limitée en raison de contraintes imposées par les matériaux disponibles. Effectivement, encore à ce jour, il n'existe pas de méthode économiquement et technologiquement viable d'atteindre de hautes températures d'entrée de turbine pour les turbines de moins de 1 MW. Ce mémoire présente une architecture de turbine renversée novatrice qui a le potentiel de rendre possible l'atteinte de haute efficacité thermique pour des turbines de moins de 1 MW à faible coût.

La configuration renversée utilise un carénage structural rotatif pour convertir la force centrifuge appliquée aux pales en contraintes de compression plutôt qu'en tension. L'architecture à plan de glissement proposé utilise un moyeu à plans de glissement inclinés qui permet aux pales de glisser de haut en bas pour suivre le déplacement radial du carénage structural. Grâce à cette architecture, de faibles valeurs de contraintes sont causées dans le moyeu métallique et dans les pales en céramique même à haute vitesse de rotation.

Un prototype est conçu et la fiabilité des pales est calculée avec le logiciel CARES. Le résultat est une conception qui possède une probabilité de défaillance de pale individuelle de moins de 0,1% pour un temps d'opération de 1000h. Les analyses montrent que la fiabilité du concept repose en grande partie sur les contraintes générées à l'interface céramique-métal des pales et de l'anneau de refroidissement. Une réduction du coefficient de friction à cette interface pourrait mener à des contraintes suffisamment basses pour permettre à l'architecture proposée d'être utilisée dans des applications qui requièrent de longues durées de vie. Le prototype a été testé dans un environnement de laboratoire représentatif des conditions rencontrées dans une turbine à gaz jusqu'à une vitesse de bout de pale de 350 m/s à une température d'entrée de turbine de 1100°C. Aucun dommage n'a été observé durant les tests.

Ces réalisations démontrent la robustesse du concept de turbine renversé à plan de glissement. Des travaux futurs sont nécessaires pour démontrer la viabilité du concept à de plus hautes températures d'entrée de turbine et vitesse de bout de pales.

Mots-clés : Microturbine haute-efficacité, pale en céramique, Inside-Out Ceramic Turbine (ICT), Durée de vie

REMERCIEMENTS

J'aimerais tout d'abord remercier le professeur Mathieu Picard, une des personnes les plus impressionnantes que je connaisse, pour m'avoir permis de réaliser cette maîtrise. Je veux aussi remercier mes collègues immédiats qui m'ont aidé et accompagné tout au long de ma maîtrise, soit Benoit Picard et Patrick Dubois. Benoit est un ingénieur exemplaire de qui j'ai beaucoup appris sur l'ensemble du processus d'ingénierie en plus d'avoir la chance d'admirer sa passion et son dévouement pour ce projet. Patrick a été un collègue exceptionnel avec qui j'ai eu beaucoup de plaisir à discuter de toutes sortes de sujets sur lesquels il apportait toujours un point de vue rationnel. Merci à vous trois de m'avoir élevé comme personne et professionnel.

J'aimerais aussi remercier toute l'équipe qui a mené à bien les tests expérimentaux et qui m'a apporté du soutien dans mes travaux de recherches soit Bastien G.Ouelette, Louis-Philippe Jean, Alexandre Landry-Blais, Gabriel Guilmain, Mathieu Kirouac et Thomas Parent-Simard.

Je veux finalement remercier les partenaires financiers de ce projet pour avoir rendu ces travaux possibles soit Exonetik Turbo et le programme de recherche et développement pour la Défense du Canada.

TABLE DES MATIERES

Résumé	5
Remerciements	6
Table des matières	7
Liste des figures.....	8
Liste des tableaux	11
CHAPITRE 1 INTRODUCTION	1
CHAPITRE 2 ÉTAT DE L'ART	3
2.1 Matériaux	3
2.1.1 Composite à matrice de céramique (CMC)	4
2.2 Turbines radiales.....	5
2.3 Turbines axiales	5
2.4 Configuration renversée.....	6
CHAPITRE 3 PROBLÉMATIQUE	11
3.1 Objectifs.....	11
3.2 Méthodologie	12
CHAPITRE 4 ARTICLE	13
4.1 Article de revue.....	13
4.2 Abstract.....	14
4.3 Nomenclature.....	15
4.4 Introduction.....	15
4.5 Analytical Development	17
4.5.1 Prototype.....	18
4.5.2 Experimental Setup	19
4.5.3 Methodology.....	20
4.6 Results.....	21
4.7 Ceramic Blade Life Expectancy Analysis	23
4.8 Conclusion and Perspectives	27
4.9 Acknowledgments	28
4.10 Funding	28
CHAPITRE 5 CONCLUSION	29
LISTE DES RÉFÉRENCES.....	30

LISTE DES FIGURES

Figure 1: Cycle de Brayton récupéré.....	1
Figure 2 : Turbine à pales en céramique sur plans de glissement en configuration renversée ...	2
Figure 3: Résistance en tension de superalliages communs et du Si_3N_4 en fonction de la température.....	3
Figure 4 : Concept de rotor intégral de Daimler-Benz avant et après FOD [11]	5
Figure 5 : Concept de turbine renversée du DLR [14].....	6
Figure 6 : Turbine en configuration renversée à moyeu flexible de l'Université de Sherbrooke [15]	7
Figure 7: Fissures observées sur le prototype à moyeu flexible de Dubois et al.	7
Figure 8: Concept de rotor à configuration renversée de Landry et al.[18]	8
Figure 9: Tested Sliding Angle Prototype by Landry et al.[18].....	9
Figure 10: Sliding-Blade Architecture Cutaway View	17
Figure 11: Displacement of the Sliding Plane Architecture at Rest (left) and of the Sliding Angle at Full Rotational Speed with Shroud Fully Loaded (right).....	18
Figure 12: Inside-Out Ceramic Turbine in Sliding Angle Architecture.....	18
Figure 13 : Test Rig Rotor Section Cutaway View.....	19
Figure 14 : Hot Test Rig Photo Showing Main and Cooling Fluid Flows.....	20
Figure 15: Thermochromic Paint (KN5) Calibration Coupons Supplied by TPS (values in °C)	21
Figure 16: 1h Hot Spin Test Thermocouples Data in Light Black Line and Averaged TIT in Bold Red.....	21
Figure 17 : 1h Hot Spin Test Blade Tip Speed	21
Figure 18: Close-up View of Silicon Nitride (SN235P) Blade Showing no Cracks or Damage after Hot Spin to 1100°C and 350m/s Tip Speed (marks are due to thermochromic paint peeling off)	22
Figure 19: Temperature Profile Measured with Thermochromic Paint (indicators A-D refer to Figure 12)	22
Figure 20: FEA Analysis Thermal Boundary Conditions and Setup	23
Figure 21: Temperature Distribution in the Turbine Predicted by FE analysis with Discrete Regions where Experimental Measurements were done.....	24
Figure 22: FE Analysis Blade Maximum Principal Stress Results.....	24

Figure 23: FE Analysis Blade Minimum Principal Stress (maximum compression) Results...	25
Figure 24: CARES-Calculated Failure Probability of a Single Blade after 5000h of Operation vs Coefficient of Friction of Ceramic to Metal Interface in FE Analysis Setup	27

LISTE DES TABLEAUX

Table 1: Single Blade Probability of Failure	26
--	----

CHAPITRE 1 INTRODUCTION

La demande d'énergie mondiale croissante, le réchauffement climatique, la pollution et le coût des carburants imposent mondialement une modification de la production et de la consommation d'énergie. Pour une grande partie des applications énergétiques, la transition vers l'utilisation d'énergie renouvelable (hydro, éolien, solaire, etc.) est la plus logique. Le stockage d'énergies renouvelables est toutefois un frein important à leur utilisation dans les applications où la densité d'énergie est importante, notamment dans les applications aéronautiques. En effet, les technologies de stockage d'énergie électrique ont une densité de puissance un ordre de grandeur inférieur aux combustibles liquides.

Une avenue probable pour réduire la consommation de carburant, la pollution et le coût des vols de courte et moyenne distance à court et moyen terme est l'utilisation de microturbines à gaz pour augmenter la portée d'avions à propulsion hybrides. Présentement, les efficacités des meilleures microturbines tout cycle thermodynamique confondu disponible commercialement sont toutefois limitées à des efficacités faibles par rapport aux grandes turbines à gaz. Cette importante différence s'explique principalement par les technologies de refroidissement de pales développées exclusivement pour les grandes turbines à gaz. Comme ces technologies sont difficilement adaptables aux microturbines en raison de leur coût et de leur complexité, les températures d'entrée des microturbines sont limitées, ce qui limite de ce fait leur efficacité. D'ailleurs, les microturbines à gaz doivent opérer sous le cycle de Brayton récupéré pour atteindre une efficacité élevée. Avec une efficacité supérieure à 40%, les microturbines à gaz récupérées représenteraient une application intéressante pour le marché actuel [1].

Le cycle de Brayton récupéré possède un échangeur de chaleur entre l'air d'échappement et l'air de sortie du compresseur en addition au cycle simple. Le schéma du cycle est montré à la figure suivante :

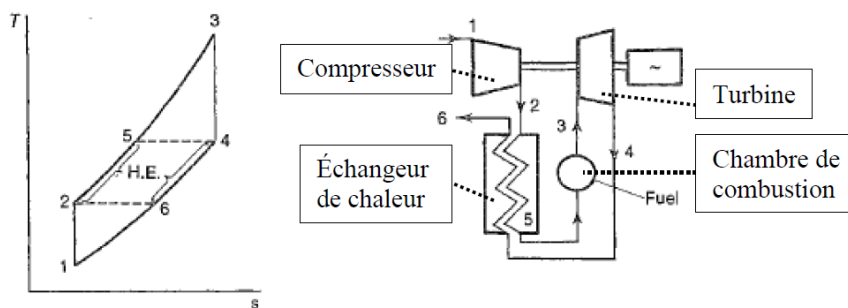


Figure 1: Cycle de Brayton récupéré

La limite théorique d'efficacité des turbines récupérées est fondamentalement reliée à leur température d'entrée de turbine (TIT ou T_3) et est dirigée par l'équation suivante dans un cas idéal :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_3} PR^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (1)$$

où T_1 est la température d'admission du compresseur, T_3 est la température après la combustion, PR est le ratio de pression du compresseur et γ est l'indice adiabatique des gaz.

Les meilleures microturbines à gaz commercialement disponibles utilisent des turbines métalliques et leurs efficacités sont limitées par la températures maximale des métaux [2]. Pour atteindre une efficacité supérieure, l'augmentation des températures d'entrée de turbine est nécessaire. Il a été démontré qu'une microturbine à gaz en céramique en configuration renversée peut augmenter ces performances et atteindre une efficacité supérieure à 40% avec un TIT de 1500 K [3].

Le document suivant s'appuie donc sur les dernières décennies de développement de turbines à gaz en céramique pour formuler une question de recherche visant à augmenter l'efficacité et la fiabilité des microturbines à gaz récupérés et proposer une méthodologie de projet associé. La turbine conçu et testé est illustrée dans la figure suivante.

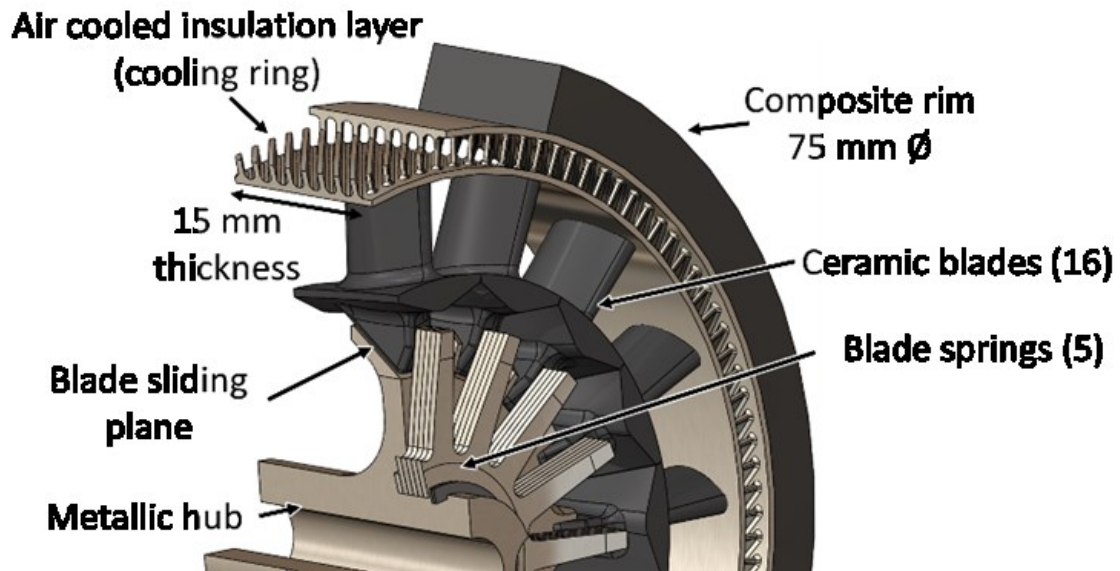


Figure 2 : Turbine à pales en céramique sur plans de glissement en configuration renversée

CHAPITRE 2 ÉTAT DE L'ART

Les céramiques conservent d'excellentes propriétés mécaniques jusqu'à des températures significativement plus élevées que les métaux. Pour cette raison, depuis les années 1950, des efforts considérables ont été effectués pour développer des turbines à gaz en céramique. Cette revue de littérature identifie le potentiel des matériaux céramiques dans une application de turbine à gaz et établit les avancées et les défis qui ont émergé des grands programmes de développement de turbines à gaz en céramique des années 1970 à 2000.

2.1 Matériaux

Le principal avantage des céramiques par rapport aux superalliages actuellement utilisés pour la fabrication des turbines à gaz de haute performance, est la conservation de leurs propriétés mécaniques à haute température. La figure 3 illustre la résistance en traction/flexion du Si_3N_4 [4] par rapport à deux superalliages populaires (Inconel 718 et RENE 41) [5].

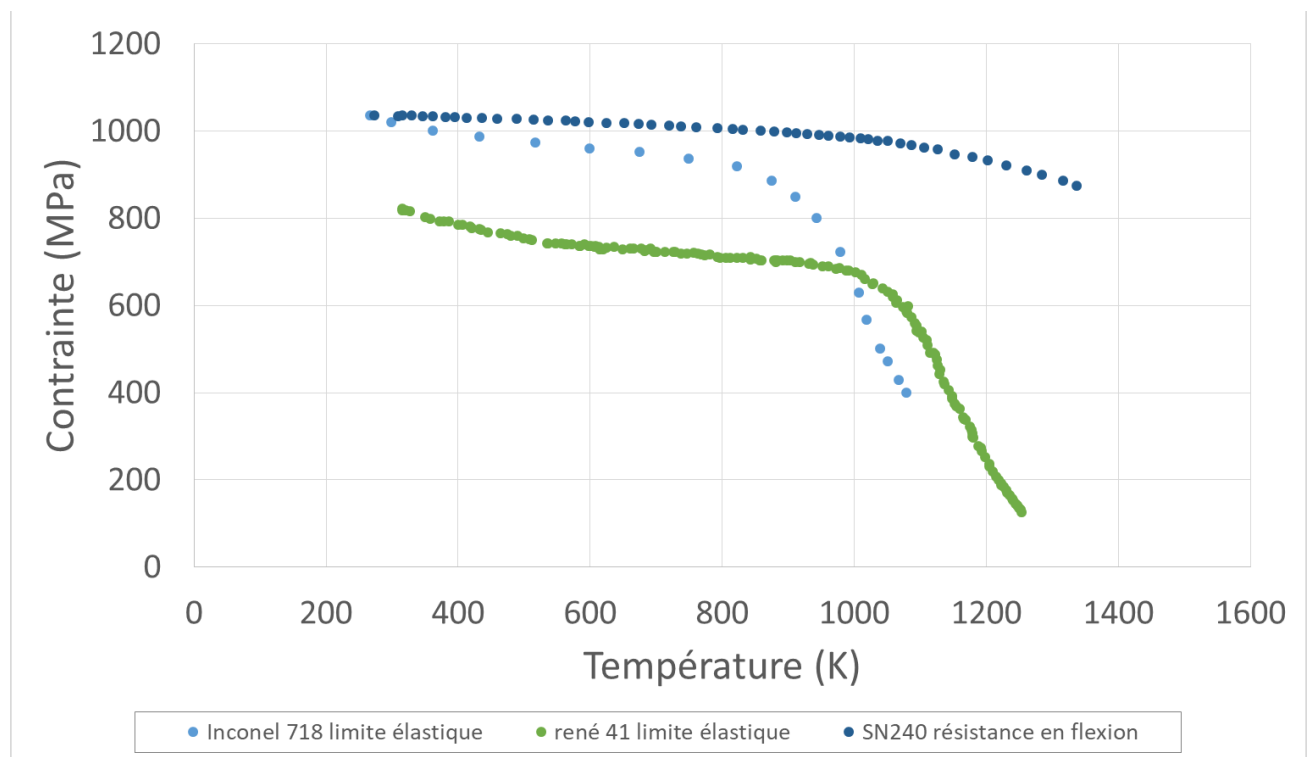


Figure 3: Résistance en tension de superalliages communs et du Si_3N_4 en fonction de la température

Il est toutefois à noter que la résistance en tension d'une pièce de céramique est déterminée de manière probabiliste et repose sur la théorie du maillon le plus faible. Cette

théorie stipule que si un élément de volume se rompt, une fissure se propage et cause la rupture de la pièce entière instantanément. Il existe plusieurs méthodes pour évaluer la vie en fatigue des pièces en céramique. Plusieurs méthodes comme celle de Batdorf [6] reposent sur une géométrie de défaillance typique qui est difficile à déterminer dans le cas de production de faible volume. La méthode d'évaluation utilisée durant cette maîtrise sera donc une méthode plus simple qui repose sur le principe d'action indépendante. Cette théorie considère que les probabilités de défaillance pour chaque contrainte principale sont indépendantes l'une de l'autre. Pour chaque élément de volume de la pièce, une probabilité de défaillance est calculée selon chaque axe principal pour un temps d'opération donné et ces probabilités sont multipliées entre elles pour chaque élément de la pièce. On obtient donc la probabilité qu'aucun élément de la pièce ne se rompe après ce temps d'opération donné. Les équations utilisées sont montrées dans [6] et sont calculées à l'aide du logiciel CARES .

Les propriétés en fatigue des céramiques utilisées durant cette maîtrise ne sont pas publiquement disponibles. Vu la complexité des tests requis pour obtenir ces paramètres, les valeurs disponibles dans la littérature seront utilisées durant cette maîtrise. Des propriétés de matériaux similaires déterminées lors d'évaluations expérimentales à haute température seront utilisées [7]. Les valeurs utilisées sont présentées au chapitre 4.

Pour chaque itération de conception, la probabilité de défaillance des pales peut donc être calculée. À chaque itération, des modifications de géométries permettront de réduire les contraintes à certains endroits, mais pourraient entraîner l'augmentation des contraintes ailleurs. C'est donc sur le critère de la probabilité de défaillance que l'amélioration de la géométrie sera jugée.

2.1.1 Composite à matrice de céramique (CMC)

Les composites à matrice de céramique représentent une avancée importante pour l'implémentation des céramiques dans les turbines à gaz. Ces composites sont d'ailleurs en utilisation dans plusieurs moteurs commerciaux en raison de leur plus haute ténacité par rapport aux céramiques monolithiques. Malgré des efforts colossaux dans leur développement, leur application se limite toutefois encore à des pièces statiques en raison de leur faible limite de contrainte en tension [8]. C'est donc en raison de leur faible limite en tension, leur complexité et leur coût élevé que les céramiques monolithiques seront préférées aux CMC pour la réalisation de ce projet.

2.2 Turbines radiales

Les programmes principaux de développement de turbines à gaz radiales en céramique ont été conduits par Honeywell et Rolls-Royce de 1979 à 1987 aux États-Unis (Programme AGT) et par Mitsubishi, Nissan et Toyota au Japon (Programme CGT). Le Programme CGT a été le plus fructueux des deux. Ils ont réussi à atteindre 35.6% d'efficacité de cycle avec un TIT de 1623K [9,10]. Leur objectif d'efficacité de cycle de 40% n'a pas été atteint en raison de perte de chaleur importante dans l'environnement. Bien que les résultats du Programme CGT pour les turbines radiales soient intéressants, les turbines radiales en céramique n'ont jamais atteint un niveau de fiabilité acceptable en plus de conserver une sensibilité élevée aux FOD (Foreign Object Damage) et aux DOD (Domestic Object Damage). Les géométries complexes des turbines radiales et le changement de direction de l'écoulement dans ce type de turbine les rendent peu flexibles aux configurations alternatives. Leurs faiblesses sont donc difficiles à corriger à l'aide de matériaux de type céramiques.

2.3 Turbines axiales

Le développement de turbines à gaz axiales en céramique a aussi été très important depuis 1960. Plusieurs architectures ont été proposées, notamment le rotor intégral ou blisk et la fixation de pales en céramique sur un moyeu métallique par la racine.

Daimler-Benz a réussi un trajet de 600 km avec une turbine de 110 kW à rotor intégral opérant à 1623K de TIT (voir Figure 4). Toutefois, plusieurs défaillances majeures sont survenues en raison des FOD [11]. Plus récemment, le gouvernement japonais et « Kawasaki Heavy Industry » a développé une turbine à gaz axiale à rotor intégral. Leur turbine a atteint un pic d'efficacité de cycle à 44.25% avec un TIT de 1670K confirmant ainsi le potentiel des turbines à gaz en céramique [12]. Les deux programmes ont toutefois souffert des mêmes problèmes, soit la perte de masse en bout de pale et les bris en raison des FOD et DOD. La nature de ces problèmes est la même dans les deux cas : la fixation de la pale par la racine engendrant de hautes contraintes en tension dans les pales. Les figures suivantes illustrent les défaillances typiques de ces deux programmes.

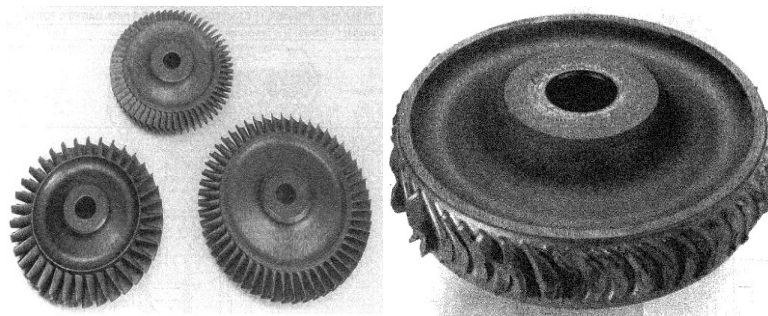


Figure 4 : Concept de rotor intégral de Daimler-Benz avant et après FOD [11]

2.4 Configuration renversée

Un concept proposé pour remédier aux problèmes des configurations classiques de turbines en céramique est la configuration renversée. La configuration de turbine renversée consiste à retenir le cœur de la turbine en compression avec un anneau externe de faible masse et de haute résistance. Les contraintes que subissent les pales centrifugées sont principalement en compression et la résistance aux FOD/DOD est augmentée par l'ancrage de la pale aux deux bouts. De plus, il est mentionné par Kochrad et al. [3] qu'une microturbine à pales en céramique en configuration renversée peut théoriquement atteindre une efficacité de cycle de 45% avec une TIT de 1600K et une vitesse de bout de pales de 450 m/s.

Une série de brevets a été déposée pour des concepts similaires en configuration renversée aux alentours des années 1950[13–15]. Une première étude expérimentale de turbine en configuration renversée en céramique fut effectuée en 1980 par le centre allemand pour l'aéronautique et l'astronautique (DLR) (voir Figure 5). Leur conception de rotor consistait en une série de jeux en interférence qui compresse les pièces en céramique. Le résultat de leur test fut un rotor qui a atteint une vitesse de bout de pale de 252 m/s à froid [16]. Bien que le DLR n'ait pas réussi à atteindre leur objectif de vitesse de bout de pale de 372 m/s, ils ont démontré le potentiel de la configuration renversée et confirmé que l'utilisation de jeux en interférence seule ne permet pas l'utilisation de pièces en céramique dans des conditions de turbines à gaz.

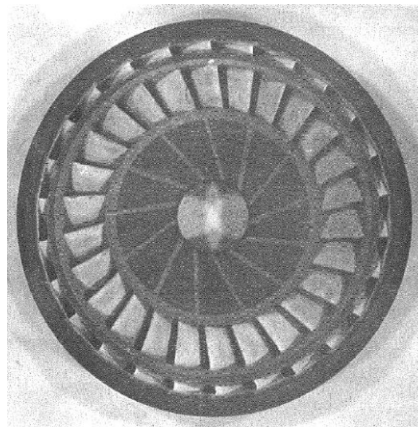


Figure 5 : Concept de turbine renversée du DLR [17]

Plus récemment, l'Université de Sherbrooke a développé une turbine à gaz à moyeux flexibles métalliques en configuration renversée et réalisé des essais de rotation qui indiquent le potentiel de la turbine [3,18,19].

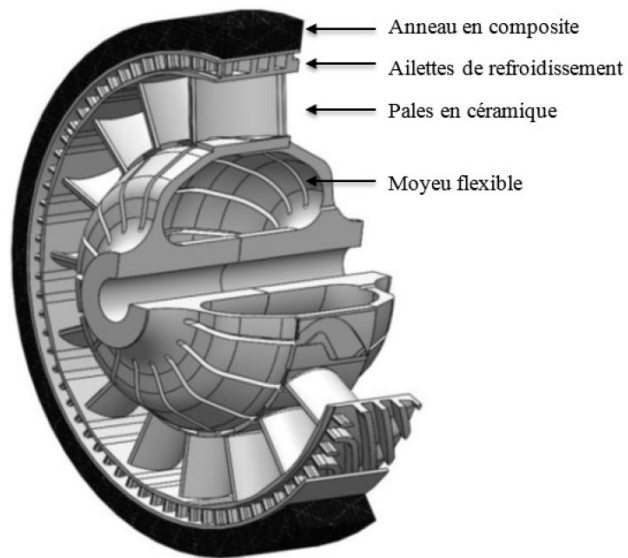


Figure 6 : Turbine en configuration inversée à moyeu flexible de l'Université de Sherbrooke [18]

Leur concept de turbine inversée à moyeu flexible a atteint une vitesse de bout de pale de 350 m/s à un TIT de 1000°C pendant 1 minute. Durant ces essais, les pales de la turbine ont fissuré comme montré à la figure suivante.

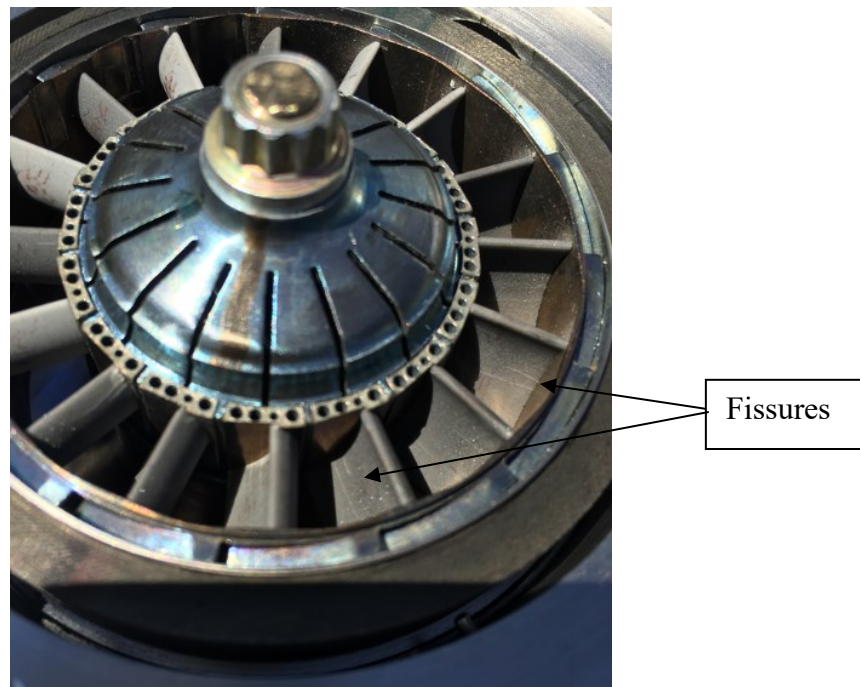


Figure 7: Fissures observées sur le prototype à moyeu flexible de Dubois et al.

Pour atteindre une efficacité de 35%, les microturbines doivent opérer à des températures de loin supérieures à 1273K et des vitesses de plus de 400 m/s. Récemment, une architecture à

plan de glissement permettant l'intégration de pales en céramique en compression a été proposée par [19] et [20] pour remédier aux problèmes des moyeux flexibles métalliques. Le concept est présenté dans les figures suivantes.

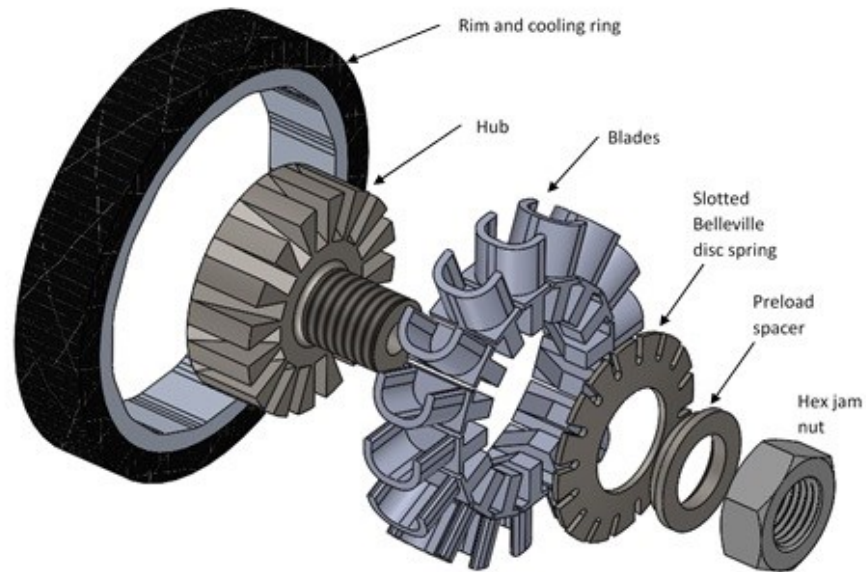


Figure 8: Concept de rotor à configuration renversée de Landry et al.[21]

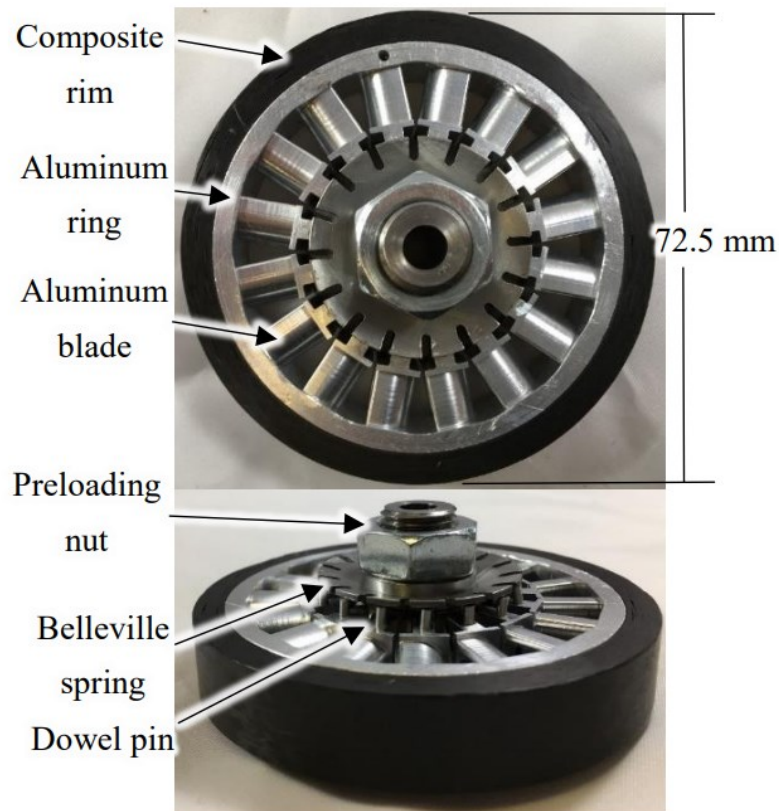


Figure 9: Tested Sliding Angle Prototype by Landry et al.[21]

Les incertitudes de dynamique des rotors des turbines à pales sur plans de glissement en configuration renversée ont été étudiées par [19] et des essais expérimentaux ont confirmé la viabilité du concept jusqu'à des vitesses de bout de pales de 400 m/s. Toutefois, les tests de rotation ont été effectués à froid, sans écoulement de fluides et avec des pales en aluminium, ce qui est inadéquats pour valider la fonctionnalité d'une turbine à gaz en conditions réelles d'opération.

Pour vérifier la viabilité de cette configuration, l'effet des pressions aérodynamiques et du contact entre l'anneau externe et les pales doit être étudié avec un profil de pale réel. De plus, les contraintes thermiques et mécaniques doivent être étudiées avec des matériaux de turbine réels et des pales en céramique, ce qui apporte de grandes incertitudes sur la résistance de la configuration. Il est donc incertain que cette configuration peut opérer dans des conditions de turbine à haute température et de vitesse de rotation élevée.

CHAPITRE 3 PROBLÉMATIQUE

Les meilleures microturbines commercialement disponibles sont limitées à des efficacités inférieures à 40% en raison de la limite en température des matériaux métalliques disponibles. Malgré les récentes avancées des microturbines à gaz à pales en céramique, les configurations renversées qui sont testées à chaud ne rencontrent pas les requis de vitesse de bout de pales et de température pour surpasser les performances des microturbines. Des configurations alternatives à pales sur plans de glissement restent toutefois à être développées et testées dans un environnement réel de turbine à gaz.

Dans l'optique de vérifier la viabilité de l'architecture de turbine renversée à plans de glissement dans un environnement de turbine à gaz réel, la question de recherche proposée est :

« Quelle est la durée de vie plausible d'une turbine à pales en céramique sur plans de glissement en configuration renversée pour une température d'entrée de turbine de 1100°C et une vitesse de bout de pales de 350 m/s? »

L'hypothèse de ce projet est qu'il existe une configuration renversée à plan de glissement qui résiste minimalement à des vitesses de bout de pale de 350 m/s et des températures d'entrée de turbine de 1100°C. Ce faisant, il sera possible d'effectuer à la fois des tests expérimentaux et des analyses de durée de vie significative.

3.1 Objectifs

L'objectif principal de ce projet est de développer, fabriquer et valider expérimentalement un moyeu et des pales en céramique monolithique pour une microturbine à gaz en configuration renversée permettant de minimiser les probabilités de défaillance dans les pales en céramique.

Cette question mène à la formulation des sous objectifs suivants :

- Concevoir une turbine à pales en céramique sur plans de glissement en configuration renversée capable de résister à des vitesses de bout de pale de 350 m/s et des températures d'entrée de turbine de 1100°C;
- Évaluer la durée de vie des pales en céramique de la turbine conçue ;
- Tester expérimentalement la turbine conçue pour une période d'un minimum d'une heure pour valider que les analyses effectuées sont plausibles.

3.2 Méthodologie

Pour réaliser les deux premiers sous objectifs, des modèles CAO, d'analyse thermomécanique par éléments finis et d'évaluation de la vie en fatigue statique des pales en céramique sont développées. Plusieurs boucles de conception sont effectuées jusqu'à ce que les contraintes principales en tension et ainsi les probabilités de défaillance dans la pale plafonnent. Pour chaque boucle, les étapes sont effectuées selon l'ordre suivant :

- Modification de la géométrie (Solidworks)
 - Minimiser la masse de la pale
 - Uniformiser la pression au-dessus de la pale
 - Renforcer les zones de hautes contraintes
- Analyse thermomécanique (Ansys)
 - Extraction du profil de contraintes et de température de la pale
- Évaluation de la durée de vie des pales en céramique (CARES)
 - Déterminer les probabilités de défaillance de la pale pour plusieurs durées d'opération

Une fois la turbine conçue tout en respectant les contraintes temporelles et matérielles, la turbine est testée dans un environnement représentatif d'une vraie turbine à gaz. Pour ce faire, la cellule de test de turbine du groupe Createk est adaptée pour opérer la turbine à une température d'entrée de turbine de 1100°C et une vitesse de bout de pales de 350 m/s.

L'ensemble de ces évaluations expérimentales et analytiques ont permis de dresser un portrait des performances actuelles et futures probables des turbines à pales en céramique sur plans de glissement en configuration renversée.

CHAPITRE 4 ARTICLE

4.1 Article de revue

Titre: Experimental Assessment of a Sliding-Blade Inside-Out Ceramic Turbine

Auteurs et affiliation :

Dominik Thibault, étudiant à la maîtrise, Université de Sherbrooke

Patrick Dubois, étudiant au doctorat, Université de Sherbrooke

Benoit Picard, étudiant à la maîtrise, Université de Sherbrooke

Alexandre Landry-Blais, professionnel de recherche, Université de Sherbrooke

Jean-Sébastien Plante, professeur titulaire, Université de Sherbrooke

Mathieu Picard, professeur agrégé, Université de Sherbrooke

Date de soumission : 3 Octobre 2019

Publication : ASME Turbo Expo

Titre français : Évaluation expérimental d'une turbine à pales en céramique sur plans de glissement dans une configuration renversée

Contribution du document :

Cet article présente une démonstration expérimentale des performances d'une turbine à pales en céramique sur plans de glissement dans une configuration renversée. Pour ce faire, des tests sont réalisés en condition réelle d'opération. Le succès des essais effectués démontre la viabilité de la turbine conçue, mais ne détermine pas si elle est viable pour des applications de longue durée. Un modèle probabilistique basé sur la théorie du principe d'action indépendante est utilisé pour prédire la durée de vie de la turbine et déterminé des améliorations de conception qui peuvent être effectuées pour améliorer la durée de vie de celle-ci dans le futur.

Résumé français :

Pour atteindre 40% d'efficacité thermique, les turbines de moins de 1 MW doivent opérer sous un cycle de Brayton à gaz récupérés avec des températures d'entrée de turbine supérieures à 1300°C. Présentement, la température d'entrée de turbine des turbines de moins de 1 MW est limitée en raison de contraintes imposées par les matériaux disponibles. Effectivement, encore à ce jour, il n'existe pas de méthode économiquement viable d'atteindre de haute température d'entrée de turbine pour les turbines de moins de 1MW. Cet article présente une architecture de

turbine novatrice de turbine renversée qui a le potentiel de rendre possible l'atteinte de haute efficacité thermique des turbines de moins de 1 MW à faible coût.

La configuration renversée utilise un carénage structural rotatif pour convertir la force centrifuge appliquée aux pales en contraintes de compression plutôt qu'en tension. L'architecture à plan de glissement proposée utilise un moyeu à plans de glissement inclinés qui permet aux pales de glisser de haut en bas pour suivre le déplacement radial du carénage structural. Grâce à cette architecture, de faibles valeurs de contraintes sont causées dans le moyeu métallique et les pales en céramique même à haute vitesse de rotation.

Un prototype est conçu et sa fiabilité est calculée avec le logiciel CARES. Le résultat est une conception qui possède une probabilité de défaillance de pale individuelle de moins de 0,1% pour un temps d'opération de 1000h. Les analyses montrent que la fiabilité du concept repose en grande partie sur les contraintes générées à l'interface céramique-métal des pales et de l'anneau de refroidissement. Une réduction du coefficient de friction à cette interface pourrait mener à des contraintes suffisamment basses pour être utilisée dans des applications qui requièrent de longues durées de vie. Le prototype a été testé dans un environnement de laboratoire représentatif des conditions rencontrées dans une turbine à gaz jusqu'à une vitesse de bout de pale de 350 m/s à une température d'entrée de turbine de 1100°C. Aucun dommage n'a été observé durant les tests.

Ces réalisations démontrent la robustesse du concept de turbine renversée à plan de glissement. Des travaux futurs sont nécessaires pour démontrer la viabilité du concept à de plus hautes températures d'entrée de turbine et vitesse de bout de pales.

Note : L'article est présenté dans sa langue originale (anglais) et est présentement en processus d'évaluation par les pairs.

4.2 Abstract

In order to reach 40% efficiency, sub-MW turbines must operate in a recuperated gas Brayton cycle at a turbine inlet temperature (TIT) above 1300°C. Current sub-MW turbines have material-related operating temperature limits. Still to this day, there is no cost-effective rotor design which operates at such high temperatures. This paper introduces a novel, sliding-blade, inside-out ceramic turbine (ICT) wheel configuration, which could enable high-efficiency sub-MW recuperated engines to be achieved with cheap monolithic ceramic blades.

The inside-out configuration uses a rotating structural hoop, or shroud, to convert centrifugal forces into compressive blade loading. The sliding-blade architecture uses a hub with angled planes on which ceramic blades slide up and down, allowing to match the radial expansion of the structural shroud. This configuration generates low stress values in both ceramic and metallic components and can achieve high tip speeds.

A prototype is designed and its reliability is calculated using CARES software. The result is a design which has a single blade probability of failure (P_f) of 0.1% for 1000 h of steady operation. Analyses also demonstrate that reliability is greatly dependent on friction at ceramic-to-metal interfaces. Low friction could lead to acceptable reliability levels for engine applications. The prototype was successfully tested in a laboratory turbine environment at a tip speed of 350 m/s and a TIT of 1100 °C without any damage.

These achievements demonstrate the robustness of the sliding-blade ICT configuration. Further research and development will focus on increasing tip speed and TIT to higher values.

4.3 Nomenclature

FEA	Finite Element Analysis
FOD	Foreign Object Damage
DOD	Domestic Object Damage
ICT	Inside-Out Ceramic Turbine
TIT	Turbine Inlet Temperature, °C
P_f	Probability of failure
t_f	Time at which failure probability is evaluated
N, B	Static Fatigue Parameters
σ_{0V}	Material specific constant
m	Weibull modulus

4.4 Introduction

Microturbines – sub-MW gas turbines – are a competitive solution to other power units, especially in mobile applications, because of their high power density, reliability and low maintenance requirements. Gas turbines are also fuel flexible which makes them particularly suitable for future applications requiring lower emissions levels. On the downside, microturbines in a simple Brayton cycle configuration suffer important losses when increasing the operating pressure ratio, counteracting other possible advantages [22].

When operated in a recuperated Brayton cycle, microturbines have the potential to reach 40% thermal efficiency while keeping their other advantages. To do so, microturbines must operate at a low pressure ratio (between 5:1 to 10:1) and at a turbine inlet temperature (TIT) around 1300°C and above [3,23].

In the last decades, the TIT of large gas turbines (>1 MW) has dramatically increased through innovations in cooling technologies, which also drove turbine component prices to high levels. These technologies are hard to implement cost-effectively in microturbines.

In an attempt to solve both efficiency and cost challenges of microturbines, tremendous development efforts have been made to develop monolithic ceramic gas turbines. Since the 1970s, monolithic ceramic properties, cost as well as manufacturing processes have significantly improved thanks to many substantial development programs. With these improvements in material quality and reliability, some programs successfully tested engines above 40% thermal efficiency, but never reached the required reliability and foreign/domestic object damage (FOD/DOD) resistance to become commercial products [11,12,24].

The failure of these massive research programs indicates the need for a drastic design change for monolithic ceramic turbine to succeed. An interesting and largely unexplored solution to solving the issues of monolithic ceramic turbine is the use of an inside-out configuration (ICT).

Monolithic ceramics have high compressive strength, but low tensile properties. It is thus desirable to design monolithic ceramic parts that undergo compressive loading rather than tensile. The idea behind the ICT is to exploit the high compressive strength of ceramics by clamping ceramic blades between a flexible hub and a rotating structural shroud. In operation, the centrifugal force presses the blade against the structural shroud leading to a ceramic blade loaded mostly in compression. This configuration leads to a much lower failure probability of the ceramic blade and a higher blade resistance to FOD/DOD. The only current material candidate for the structural shroud, capable of withstanding the high rotational speed as well as the centrifugal load from the blades, is carbon fiber reinforced polymer (CFRP). Since CFRPs can't resist high operating temperatures, cooling is required to insulate the structural shroud from the turbine's hot main flow.

The inside-out architecture was first introduced by Kochendörfer et al. [16] in the 1970s with an all-ceramic rotor surrounded by a carbon fiber rotating structural shroud. The use of a ceramic hub and a ceramic cooling ring led to poor reliability, but still demonstrated the interest in this novel architecture.

More recently, inspired by the R4E engine [25], an ICT rotor comprising a superalloy flexible hub and cooling ring was developed and tested [26]. The prototype was tested at high temperature with no significant failure. However, tip speed limitations and crack propagations at the bottom of the blade were noted by the authors as challenges to address. Two major issues emerged from the design of a radially flexible hub for an ICT: (i) high tensile stresses in the hub and (ii) a high pressure interface at the bottom of the ceramic blade which results in local tensile stresses in the blade.

To address these issues, a sliding-blade turbine concept was proposed by Landry et al. [21]. The first step of this architecture exploration was the validation of the rotordynamics for this concept,

which was carried out successfully. It was concluded that rotordynamics stability in this configuration requires contact between the blade and the sliding plane in all conditions. However, the concept was not designed for nor tested under high-temperature turbine operating conditions.

This paper presents (1) the design of a sliding-blade ICT wheel for high temperature operation, (2) the experimental validation at a TIT of 1100°C and a tip speed of 350 m/s and (3) the ceramic blades life expectancy analysis. Experimental results and life predictions show that, with incremental improvements, the sliding-blade inside-out ceramic turbine concept is a viable architecture to significantly increase the TIT over state-of-the-art microturbines, providing gains in both efficiencies and power-density.

4.5 Analytical Development

The sliding-blade architecture eliminates the source of both hub and ceramic blade tensile stresses that were problematic in previous ICT designs by using a rigid hub with inclined planes, which serve as tracks for the blades to slide up and down. Contact between the hub and blade sliding planes is achieved with the axial force applied by springs to the blades. The friction between the blade and the structural shroud, combined with the force applied by the springs, maintains the integrity of the turbine in all conditions. The prototype design is showed in Figure 10.

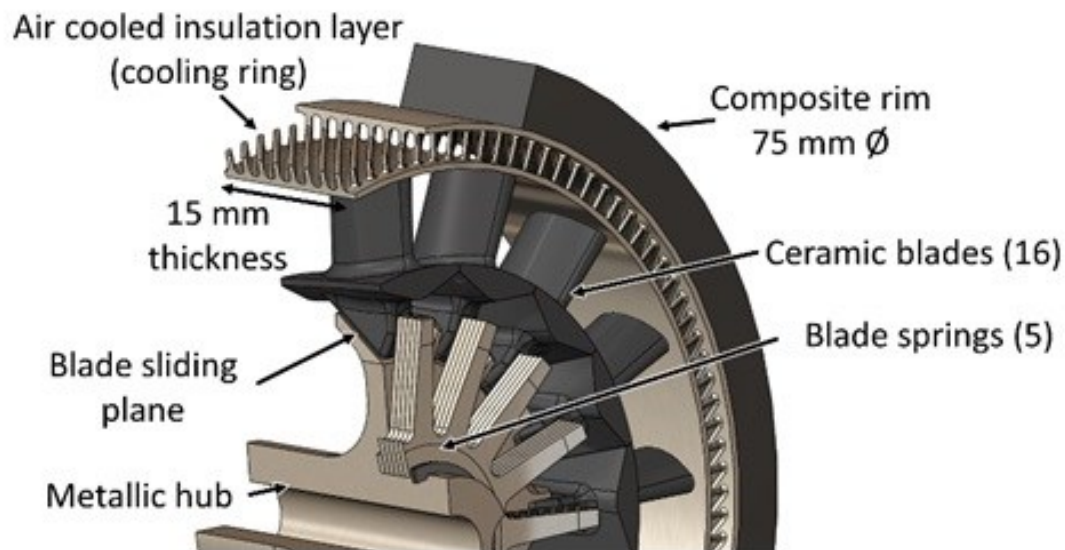


Figure 10: Sliding-Blade Architecture Cutaway View

Blade motion is dictated by expansion of the structural shroud, due to centrifugal loading. As RPM increases, the shroud radius increases, and the blades go up their respective sliding planes, as shown in figure 11. The sliding-blade architecture uses an axial spring comprised of a star-shaped disc with one spoke per blade. This ensures that each blade receives independent force

and maintains contact with the hub when moving along its sliding plane, which is key to maintaining the structural integrity of the turbine wheel.

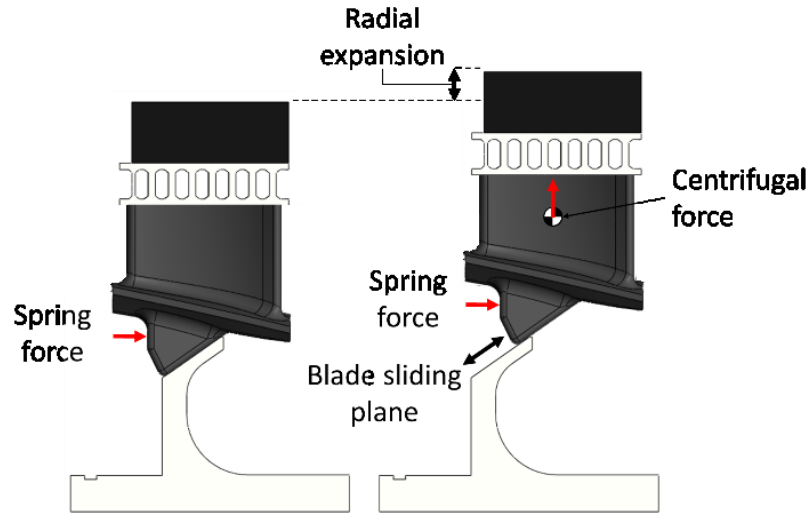


Figure 31: Displacement of the Sliding Plane Architecture at Rest (left) and of the Sliding Angle at Full Rotational Speed with Shroud Fully Loaded (right)

4.5.1 Prototype

In order to test the proposed design, a functional prototype was built, as shown in figure 12. The prototype is made of:

- A structural shroud made from filament wound carbon fiber reinforced polyimide with 1800 MPa ultimate hoop strength and a 335°C glass transition temperature made by Proof Research Advance Composite Division
- Axial springs, a cooling ring, and a hub made from Inconel 718
- Monolithic ceramic blades made from Kyocera SN235P silicon nitride.



Figure 12: Inside-Out Ceramic Turbine in Sliding Angle Architecture

A small turbine outside diameter (75 mm) is used to lower development cost, but scaling up is possible up to a couple of MW turbines. This sliding-blade ICT prototype is the first of its kind

to combine both a functional design and turbine grade materials that are able to withstand a TIT of 1100 °C at a tip speed of 350 m/s.

4.5.2 Experimental Setup

The validation of the performance of the ICT prototype was carried out in a laboratory turbine environment. The ball bearings and compressor wheel are taken out of a Garrett GTX2860R automotive turbocharger unit and retrofit into a custom water-cooled housing. The can combustor is fueled with propane and a hydrogen pilot flame. An array of four K-type thermocouples is placed at the end of the combustion chamber to measure TIT. A remote-actuated bleed valve positioned between the compressor and the combustion chamber is used to control mass-flow. Cooling is provided by an external compressor. The cutaway CAD view and a photo of the test rig are showed in figure 13 and figure 14.

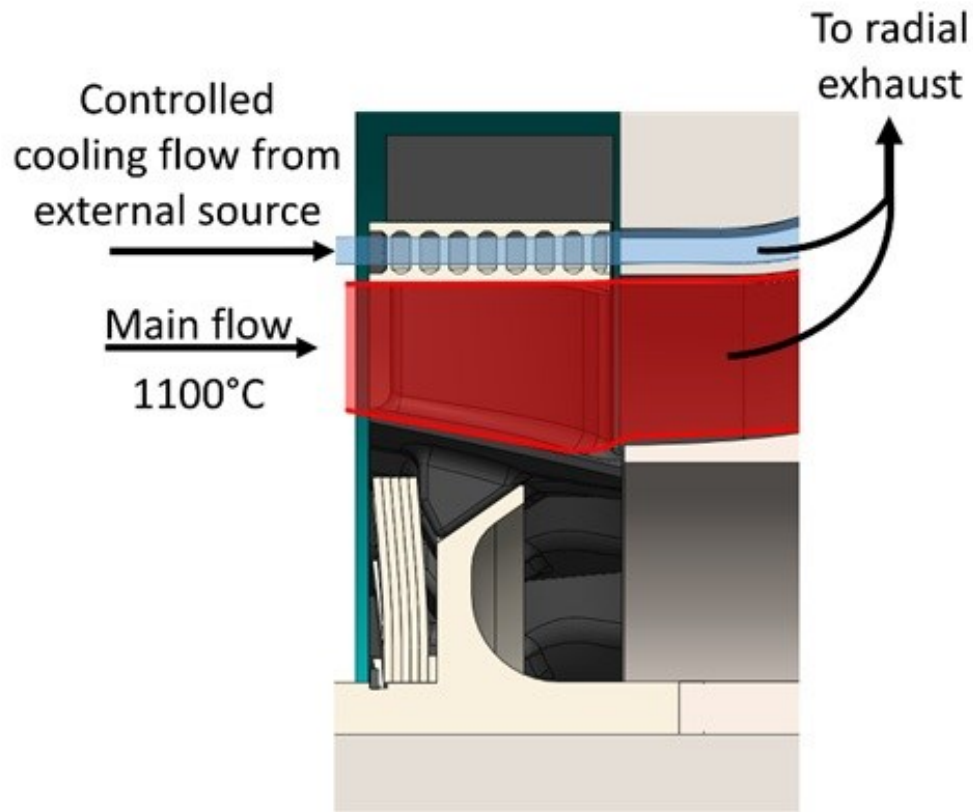


Figure 13: Test Rig Rotor Section Cutaway View

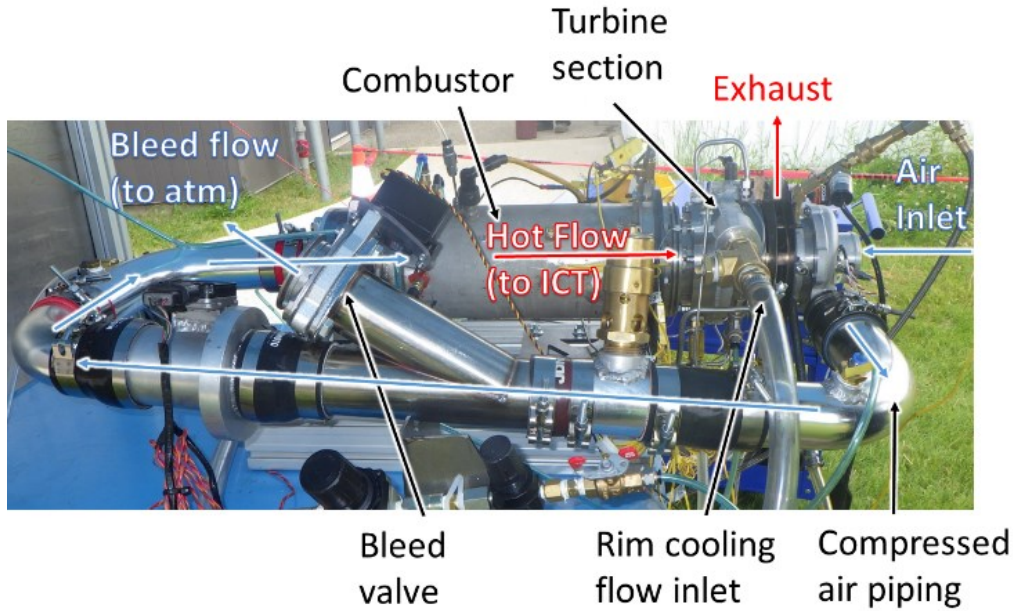


Figure 14 : Hot Test rig Photo Showing Main and Cooling Fluid Flows

4.5.3 Methodology

A two-phase test schedule was carried out to validate the prototype. Firstly, a series of five 5-minute tests were run, gradually increasing TIT from 950 to 1100 °C and tip speed from 300 to 350 m/s. Secondly, an hour-long continuous test was run at 1100°C TIT and 350 m/s tip speed. During each test, TIT was ramped up to the test temperature in 15 seconds at a maximum tip speed of 120 m/s (40 kRPM). This state was kept constant for 40 seconds before ramping up to test target speed in 60 seconds. The test was timed from that point on. At test completion, temperature and RPM were reduced to avoid hot soaking before cutting fuel off. For each test, an average cooling mass flow of 11% of the principal flow was maintained in the cooling ring. This cooling mass flow was used for proof-of-concept stage, but can be largely reduced in future turbines.

Reported TIT are averaged across the four thermocouples placed at the end of the combustion chamber.

Thermochromic paint from Thermal Paint Services (TPS) is used to measure the temperature of critical turbine parts. Thermochromic paint KN5 is chosen to observe a wide range of temperature (260-1250 °C). Paint colour after testing is compared to calibrated coupons. Each coupon is cured as per manufacturer recommendation for high temperature operation (1h at 260 °C) and then brought up to calibration temperature for 5 minutes. Calibration coupons from the manufacturer are in accordance with in-house testing and are showed in the following figure.

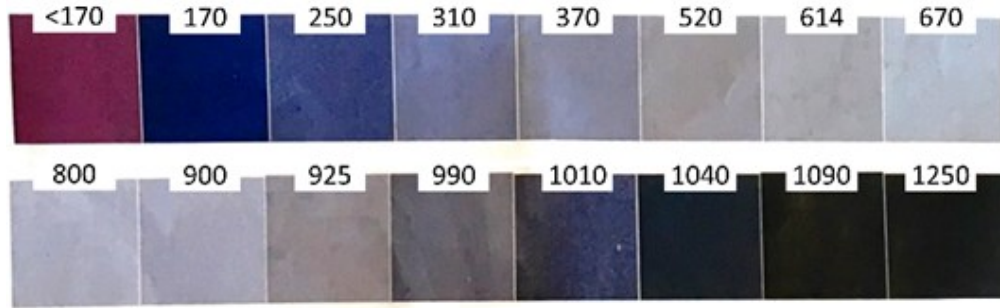


Figure 15: Thermochromic Paint (KN5) Calibration Coupons Supplied by TPS (values in °C)

Thermal paint is airbrushed onto all ceramic and metallic components of the turbine wheel.

4.6 Results

All tests ran smoothly and no problems or damage occurred. The RPM and TIT plots of the 1h continuous test are shown in figures 7 and 8.

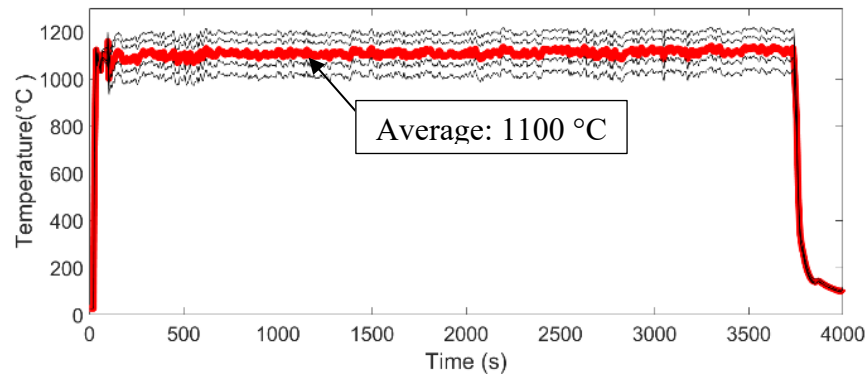


Figure 16: 1h Hot Spin Test Thermocouples Data in Light Black Line and Averaged TIT in Bold Red

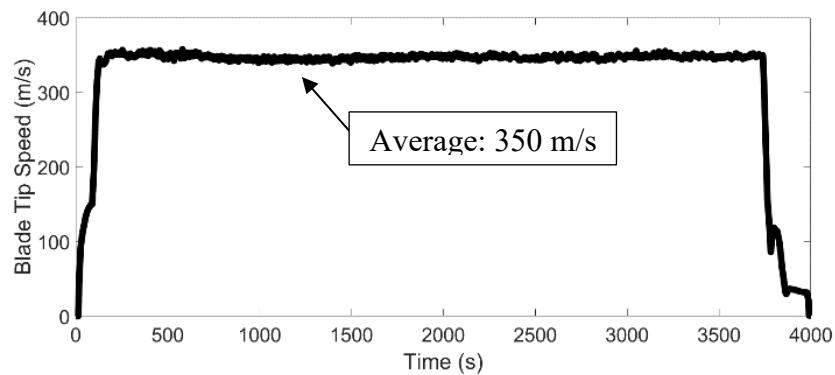


Figure 17 : 1h Hot Spin Test Blade Tip Speed

After the one-hour continuous test, visual inspection and disassembly of the prototype revealed no damage. A tested blade is shown in figure 18.



Figure 18: Close-up View of Silicon Nitride (SN235P) Blade Showing no Cracks or Damage after Hot Spin to 1100°C and 350m/s Tip Speed (marks are due to thermochromic paint peeling off)

This achievement represents a major step forward in the development of the ICT configuration. Tests are limited in inlet temperature because of the maximum operating temperature of the test rig, but there were no indications of blade or turbine degradation.

Figure 19 shows the temperature observed on the core components of the turbine wheel after testing at 1100 °C for one hour.

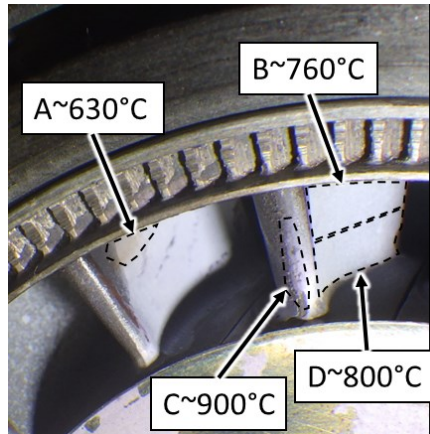


Figure 19: Temperature Profile Measured with Thermochromic Paint (indicators A-D refer to Figure 21)

No coloration change in the paint occurred in the carbon fiber shroud, meaning this critical component is sufficiently cooled and remains under the curing temperature of the paint (260°C), therefore well under its glass transition point (335°C). The cooling ring also remains relatively

cold with a maximum temperature of 600°C at the interface with the blade. Blade temperature ranged 600-900°C.

4.7 Ceramic Blade Life Expectancy Analysis

In order to assess the life expectancy of the tested prototype, thermomechanical finite element (FE) simulations of the turbine are performed.

An FE model is used to analyze temperature distribution and identify critical stress locations in the turbine wheel and determine blade reliability. ANSYS Workbench is used to carry out a coupled thermal-structural FE analysis. The thermal setup is shown in Figure 20. TIT used for the analysis is 1100°C. Surface averaged coefficients of convection applied to the blade profile (840 W/m²°C) and blade shroud (490 W/m²°C) are extracted from [27] while coefficient of convection for the cooling ring (1250 W/m²°C) are extracted from a 1D heat transfer model based on theory in [28]. Since the cooling ring is 3D printed, the effect of high surface roughness due to this manufacturing process is also considered in the calculation of the convection coefficient based on the work of Stimpson [29]. Inlet temperature of the cooling ring is 77°C, increasing to 150°C at outlet temperature. A fixed temperature of 227°C is applied at the base of the hub and the shaft based on oil temperature measurement made at bearing location. All other surfaces are considered adiabatic. The resultant temperature distribution across the turbine is shown in figure 21 and is consistent with temperature measurements obtained with the thermal paint.

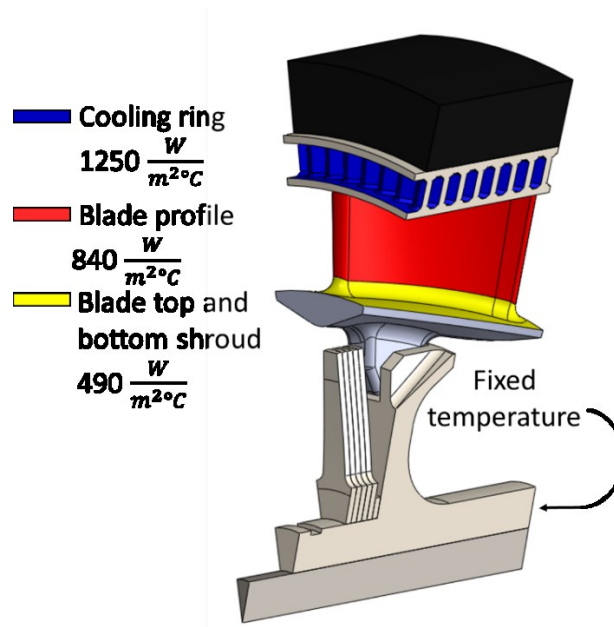


Figure 20: FEA Analysis Thermal Boundary Conditions and Setup

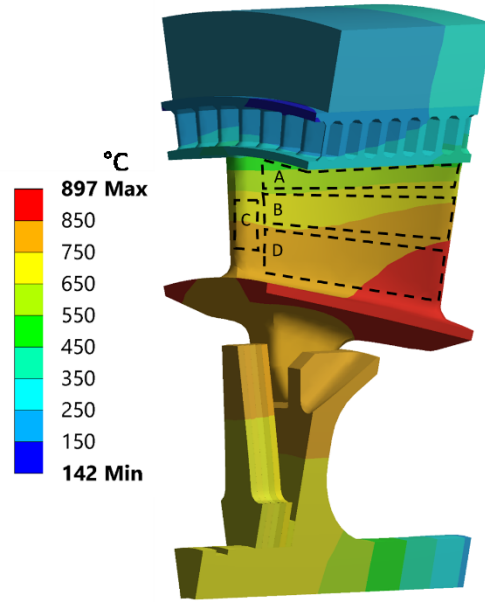


Figure 21: Temperature Distribution in the Turbine Predicted by FE Analysis with Discrete Regions where Experimental Measurements were done

Thermal analysis results are imported into the structural analysis. Frictionless contacts are used at all metal-to-metal interfaces to ease convergence of the model. A rough contact with radial press fit of $75\text{ }\mu\text{m}$ is used between the cooling ring and the structural shroud. The initial press fit and the high pressure at this interface prevents the cooling ring from slipping relative to the structural shroud. A coefficient of friction of 0.3 is used at the blade(Si_3N_4) to cooling ring(Inconel 718) interface, based on the work of Sliney and al.[30]. The resulting maximum principal stresses are shown in figure 22 and 23.

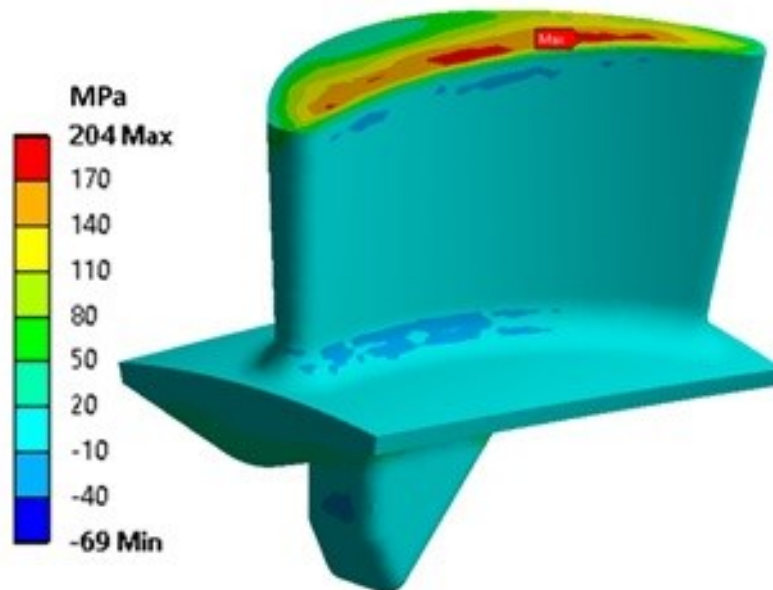


Figure 22: FE Analysis Blade Maximum Principal Stress Results

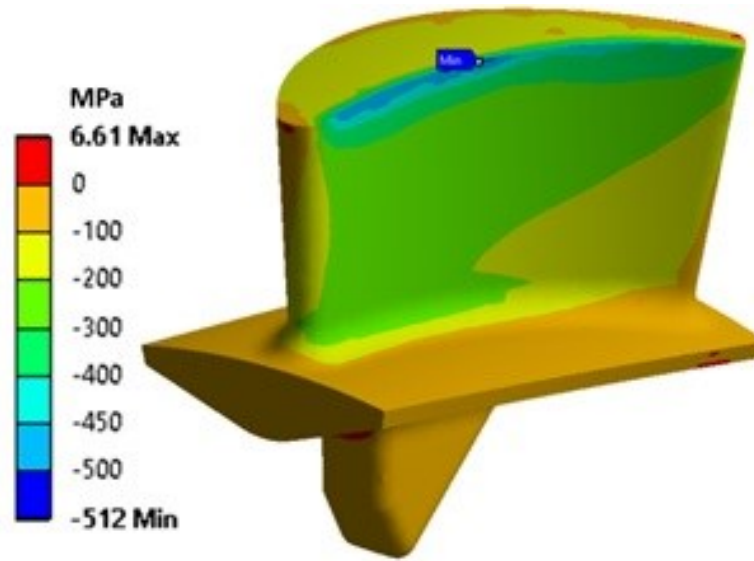


Figure 23: FE Analysis Blade Minimum Principal Stress (maximum compression) results

Creep issues resulting from these compression stresses are negligible at this temperature for a 5000 hours operation time [31]. The reliability of the blades for slow crack growth is analyzed with CARES software. Initially developed by NASA, CARES is an integrated package that predicts the probability of failure of a ceramic component with respect to imported stress levels calculated by commercial FEA software. The probability of failure P_f was computed according to the Principle of Independent Action (PIA) theory. This theory stipulates that P_f for a given element is the product of P_f caused by each principal stress on the element. Component-level P_f is then obtained from the product of all elemental P_f . The equation used to compute P_f of a component is given by Nemeth et al. [6].

$$P_f(t_f) = 1 - e^{\frac{1}{\sigma_{0V}} \int_V \sum_i \psi_i dV}$$

in which

$$\psi_i = \left(\frac{\sigma_i^N t_f}{B} + \sigma_i^{N-2} \right)^{\frac{m}{N-2}}$$

For $i=1,2,3$

Static fatigue parameters presented in the work of Choi and al.[7] where used. The resulting probabilities of a single blade failure (P_f) for different operating times are illustrated in the Table 1.

Table 1: Blades set probability of failure

	1h	100h	1000h	5000h
Target P_f (estimated range)	10^{-7}	10^{-5}	10^{-4}	5×10^{-4}
	To	To	To	To
	10^{-8}	10^{-6}	10^{-5}	5×10^{-5}
16 blade core P_f (excluding top 1mm)	2×10^{-9}	1×10^{-7}	7×10^{-7}	3×10^{-6}
16 blade set P_f	3×10^{-5}	1×10^{-3}	1×10^{-2}	6×10^{-2}

According to the FAA multiple turbine engine for small aircraft require a hazardous failure rate of less than $10^{-7}/h$, which corresponds to a probability of failure of less than 5×10^{-4} for 5000h of operation if the probability of failure is constant. The corresponding failure probabilities for 16-blade sets for different operating times are shown in Table 1. When excluding the top of the top interface of the blade, the total probability of failure of a 16-blade set is below 10^{-5} for 5000 hours, which meets and even exceeds the target. When including the top of the blade, the failure probability for a full blade set of 16 blades does not currently meet the FAA targets. The failure probability difference between the core of the blade and the whole blade is caused by the stress profile of the small volume close to the blade to cooling ring interface.

The maximum principal stress profile in the blade as seen in Figure 22 clearly shows that stresses are localized at the high-pressure interface between the Inconel cooling ring and the ceramic blade. This is mainly the result of the difference in coefficients of thermal expansion (CTE) of the two materials. This problem has been documented and solved in the past in gas turbine applications by reducing friction [32]. It is thus plausible to reduce friction and stresses at this interface. The same FE analysis was run at different friction coefficients ($\mu = 0.1-0.3$) to observe its effect on blade P_f after 5000 h of operation. The results are shown in Figure 24.

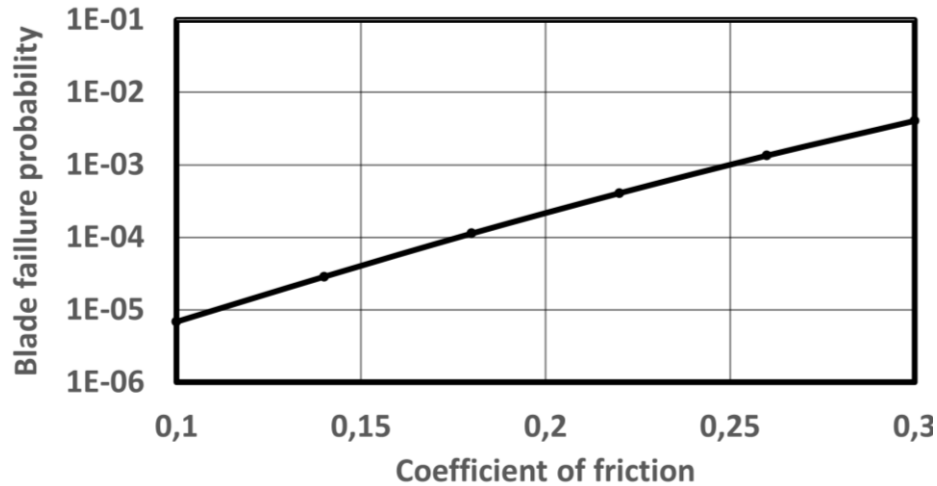


Figure 24: CARES-Calculated Failure Probability of a Single Blade after 5000h of Operation vs Coefficient of Friction of Ceramic to Metal Interface in FE Analysis Setup

The trend in numerical results for blade failure in relation to the friction coefficient of the cooling ring to ceramic interface reveals that a small reduction in friction at the interface leads to an exponential drop in failure probability. This indicates that the reduction of friction at this interface could eventually lead to a blade failure probability acceptable for a real engine application.

4.8 Conclusion and Perspectives

A sub-MW turbine with typical gas turbine advantages and thermal efficiency over 40% has long been a target for the power market. The inside-out ceramic turbine (ICT) configuration is a promising solution to this problem. The introduction of the sliding-blade architecture solved the most important issues encountered by previous ICTs.

This new ICT architecture has led to a prototype that successfully underwent a continuous test of more than one hour at a TIT of 1100°C and a tip speed of 350 m/s (115 kRPM) without any failure or damage to the turbine.

These achievements mark an important milestone in the development of the ICT, but it is clear that tensile stress at the high-pressure interface at the top of the ceramic blade has to be reduced to achieve acceptable reliability. A numerical sensitivity analysis revealed that the reduction of friction at this interface would lead to an acceptable blade probability of failure. Overcoming this challenge could lead to an engine that opens new possibilities for applications requiring the power density, efficiency and reliability of large gas turbines, but at a smaller scale.

Further design iterations and longer testing of the sliding-blade architecture will be carried out to explore the performance limits of the ICT configuration in terms of tip speed and inlet temperature.

4.9 Acknowledgments

The authors would like to express their regards for the technical support provided by the research professionals and professors of Université de Sherbrooke, École de Technologie Supérieure - LAMSI and Exonetik Turbo involved in the development of the ICT.

4.10 Funding

This work was funded by Exonetik Turbo, the Natural Science and Engineering Research Council of Canada (NSERC) and Defence Research and Development Canada (DRDC). Scholarships were provided by the Fonds de recherche du Québec – Nature et technologies (FRQNT).

CHAPITRE 5 CONCLUSION

Les turbines de moins de 1 MW qui possèdent à la fois le faible requis d'entretien, la fiabilité, la densité de puissance des turbines à gaz typique et une efficacité thermique supérieure à 35% sont un besoin insatisfait du marché depuis longtemps. Les turbines en configuration renversée représentent une solution prometteuse pour combler ce besoin insatisfait. L'introduction d'une turbine à pales en céramique sur plans de glissement en configuration renversée permet d'obtenir des composantes à faibles contraintes principales et résout du même coup les problèmes des turbines en configuration renversée précédentes.

Cette nouvelle architecture a mener à un prototype qui a effectué avec succès et sans subir aucun dommage un essai d'une heure continue à une température d'entrée de turbine de 1100°C et une vitesse de bout de pale de 350 m/s.

Ces accomplissements marquent une importante étape dans le développement des turbines en configuration renversée, mais il est clair que les contraintes de tension induites dans la pale du au contact de l'interface à haute pression entre la pale de céramique et l'anneau de refroidissement doivent être réduites pour atteindre des niveaux de fiabilité suffisamment bas pour être utilisés dans des applications commerciales. L'analyse de sensibilité des contraintes générées à cette interface a toutefois indiqué qu'une faible réduction du coefficient de friction à cette interface pourrait réduire de manière drastique les contraintes et mener à des probabilités de défaillance acceptables.

Surmonter ce défi permettrait d'ouvrir de nouvelles possibilités pour les applications qui requièrent les qualités typiques des turbines à gaz en plus d'une haute efficacité thermique.

La réussite des tests expérimentaux combinés aux prédictions de durée de vie présentées dans ce mémoire sont suffisantes pour justifier une nouvelle vague de recherche sur cette architecture prometteuse. Une nouvelle vague de conception et d'essais devrait être effectuée avec des temps de test plus long ainsi que des températures et des vitesses de bout de pale plus élevées pour valider les limites de cette prometteuse architecture.

LISTE DES RÉFÉRENCES

- [1] van Roode, M., 2009, "Ceramic Gas Turbine Development: Need for a 10 Year Plan," *J Eng Gas Turbines Power*, **132**(1), p. 011301. DOI: 10.1115/1.3124669.
- [2] Capstone Turbine Corporation, 2008, "Advanced MicroTurbine System (AMTS) : C200 MicroTurbine, Ultra-Low Emissions MicroTurbine," Technical Report No. DE-FC26-00CH11058, Capstone Turbine Corporation, Los Angeles, California, USA.
- [3] Kochrad, N. et al., 2017, "System-Level Performance of Microturbines With an Inside-Out Ceramic Turbine," *J Eng Gas Turbines Power*, **139**(6), pp. 062702-062702–10. DOI: 10.1115/1.4035648.
- [4] 2018, "Ceramics materials."
- [5] U.S. Department of Defense, ed., 1998, *Military Handbook - Metallic Materials and Elements for Aerospace Vehicle Structures*, U.S. Department of Defense.
- [6] Nemeth, N.N. et al., 2003, "CARES/LIFE Ceramics Analysis and Reliability Evaluation of Structures Life Prediction Program," Technical Report No. NASA TM-2003-106316, NASA, Cleveland, OH, USA.
- [7] R. Choi, S. et al., 1994, "Elevated Temperature Slow Crack Growth of Silicon Nitride Under Dynamic, Static and Cyclic Flexural Loading," *Proceedings of the 18th Annual Conference on Composites and Advanced Ceramic Materials - B*. J.B. Wachtman, ed., The American Ceramic Society, Westerville, OH, USA. DOI: 10.1002/9780470314555.ch2.
- [8] DiCarlo, J.A., and van Roode, M., 2006, "Ceramic Composite Development for Gas Turbine Engine Hot Section Components," (42371), pp. 221–231. DOI: 10.1115/GT2006-90151.
- [9] Nakazawa, N. et al., 1999, "The automotive ceramic gas turbine development results in Japan," *Advances in science and technology*, 1999, pp. D229–D240.
- [10] van Roode, M. et al., 2002, *Ceramic Gas Turbine Design and Test Experience: Progress in Ceramic Gas Turbine Development*, Amer Soc Mechanical Engineers, New York, NY, ISBN: 978-0-7918-0181-9.
- [11] van Roode, M., 2002, "German Automotive Ceramic Gas Turbine Development," Chapter 21 in *Ceramic Gas Turbine Design and Test Experience*. M. van Roode, ed., ASME Press, New York, NY, USA, pp. 453–498.
- [12] Takehara, I. et al., 2002, "Summary of CGT302 Ceramic Gas Turbine Research and Development Program," *J Eng Gas Turbines Power*, **124**(3), pp. 627–635. DOI: 10.1115/1.1451704.
- [13] Rudolf, M.H.E., 1962, "Axial Flow Gas Turbine," USA Patent US3042366 A.
- [14] Kochendörfer, R., and Huetter, U.P.D.R.N., "Scheibenförmiges Laufrad für eine hochtourige Axialturbine."
- [15] Bodman, R., 1973, "Filament reinforced rotor assembly," US3754839 A.
- [16] Kochendörfer, R., 1979, "Compression Loaded Ceramic Turbine Rotor," AGARD Conference Proceedings, Porz-Wahn, Köln, Germany, October 8, 1979, pp. 22/1-22/19.
- [17] Kochendörfer, R., and Zippel, M., 1977, "Keramiklaufrad mit gekühltem Außenschaufelträger aus Faserverbundwerkstoff und Die Auswirkung dieses Konstruktionsprinzips auf die Auslegung einer Kleingasturbine," *Proc. DGLR-Symposium Kleingasturbinen*, Universität Stuttgart, October 11, 1977, pp. 55.

- [18] Dubois, P., 2016, “Intégration de pales en céramique dans un rotor de microturbine axiale en configuration renversée,” Master’s Thesis, Université de Sherbrooke, <http://savoirs.usherbrooke.ca/handle/11143/9714>.
- [19] Landry, C., 2017, “Dynamique de rotor d’une turbine renversée à moyeu flexible,” Master’s Thesis, Université de Sherbrooke, <http://savoirs.usherbrooke.ca/handle/11143/10597>.
- [20] Plante, J.-S. et al., 2017, “High Temperature Ceramic Rotary Turbomachinery,” US20170074102 A1.
- [21] Landry, C. et al., 2018, “Rotordynamics Experimental Validation of a Sliding-Blade Architecture for an Inside-Out Ceramic Turbine,” Proc. ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Oslo, Norway, August 30, 2018, ASME Paper No. GT2018-76698. DOI: 10.1115/GT2018-76698.
- [22] Rodgers, C., 2003, “Some Effects of Size on the Performances of Small Gas Turbines,” Proc. of the ASME Turbo Expo 2003 Power for Land, Sea and Air, Atlanta, GA, USA, June 16, 2003, Paper No. GT2003-38027, pp. 17–26. DOI: 10.1115/GT2003-38027.
- [23] Picard, B. et al., 2019, “Power-Density vs Efficiency Trade-Off for a Recuperated Inside-Out Ceramic Turbine (ICT),” Proc. ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Phoenix AZ, USA, November 5, 2019, ASME Paper No. GT2019-91017. DOI: 10.1115/GT2019-91017.
- [24] Brentnall, W.D. et al., 2002, “Ceramic Gas Turbine Development at Solar Turbines Incorporated,” Chapter 7 in *Ceramic Gas Turbine Design and Test Experience*. M. van Roode, M.K. Ferber, and D.W. Richerson, eds., ASME Press, New York, NY, USA, pp. 155–192.
- [25] Picard, M. et al., 2011, “Rim-rotor rotary ramjet engine (R4E): Design and experimental validation of a proof-of-concept prototype,” ISABE Conference, Gothenburg, Sweden, Sept, Gothenburg, Sweden, 2011, Rim-rotor rotary ramjet engine (R4E), pp. 12–16.
- [26] Landry, C. et al., 2016, “Development of an Inside-Out Ceramic Turbine,” Proc. of the ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Seoul, South Korea, June 13, 2016, ASME Paper No. GT2016-57041. DOI: 10.1115/GT2016-57041.
- [27] Han, J.-C. et al., 2012, *Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology*, CRC Press, Boca Raton, FL, ISBN: 978-1-4398-5568-3.
- [28] Greitzer, E.M., 2007, *Internal Flow: Concepts and Applications*, Cambridge University Press, Cambridge, UK, ISBN: 978-0-521-03672-6.
- [29] Stimpson, C.K. et al., 2016, “Roughness Effects on Flow and Heat Transfer for Additively Manufactured Channels,” *Journal of Turbomachinery*, **138**(5), p. 051008. DOI: 10.1115/1.4032167.
- [30] Sliney, H.E., and DellaCorte, C., 1993, “The Friction and Wear of Ceramic/Ceramic and Ceramic/Metal Combinations in Sliding Contact,” Technical Report No. TM-106348, NASA, Cleveland, OH, USA.
- [31] Ferber, M.K. et al., 1990, “Comparison of tension, compression, and flexure creep for alumina and silicon nitride ceramics,” *Ceramic Engineering and Science Proceedings*, 1990, Ceram. Eng. Sci. Proc. I, pp. 1028–1045.
- [32] Jimenez, O. et al., 1998, “Ceramic Stationary Gas Turbine development program - Design and test of a ceramic turbine blade,” ASME 1998 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, GT 1998, June 2, 1998 - June 5, 1998, 1998, pp. International Gas Turbine Institute. DOI: 10.1115/98-GT-529.

